



(12)

EUROPÄISCHE PATENTANMELDUNG

(43) Veröffentlichungstag:
25.09.2002 Patentblatt 2002/39

(51) Int Cl.⁷: **F01K 21/04**, F01K 23/10,
F02C 7/143

(21) Anmeldenummer: **02009180.7**

(22) Anmeldetag: 25.07.1997

(84) Benannte Vertragsstaaten:
DE GB

(62) Dokumentnummer(n) der früheren Anmeldung(en)
nach Art. 76 EPÜ:
97810532.8 / 0 915 232

(71) Anmelder: **Alstom**
75116 Paris (FR)

(72) Erfinder: **Frutschi, Hans Ulrich**
5223 Riniken (CH)

(74) Vertreter: **Pöpper, Evamaria, Dr.**
ALSTOM (Schweiz) AG,
Intellectual Property CHSP,
Brown Boveri Strasse 7/699/5
5401 Baden (CH)

Bemerkungen:

Diese Anmeldung ist am 25-04-2002 als
Teil anmeldung zu der unter INID-Kode 62
erwähnten Anmeldung eingereicht worden.

(54) **Verfahren zum Betrieb einer Kraftwerksanlage**

(57) Verfahren zum Betrieb einer Kraftwerksanlage mit einer Gasturbogruppe, welche aus mindestens einer Verdichtereinheit mit einem Zwischenkühler, mindestens einer Brennkammer, mindestens einer Turbine und mindestens einem Generator oder einer Last besteht, wobei der Zwischenkühler (36) in Wirkverbindung mit einer Wärmesenke (51) steht, wobei das aus der

Wärmesenke (51) stammende Kondensat (32) in dem Zwischenkühler (36) zu einem heissen Medium (39,41) aufbereitet wird, dieses Medium vor dessen Einleitung in die Gasturbogruppe über einen mit einer Teilmenge Abgase (11a) aus der Gasturbogruppe durchströmten Wärmetauscher (48) geleitet wird, und wobei stromauf des Zwischenkühlers (36) ein Zusatzwasser (35) in das Kondensat (32) eingeleitet wird.

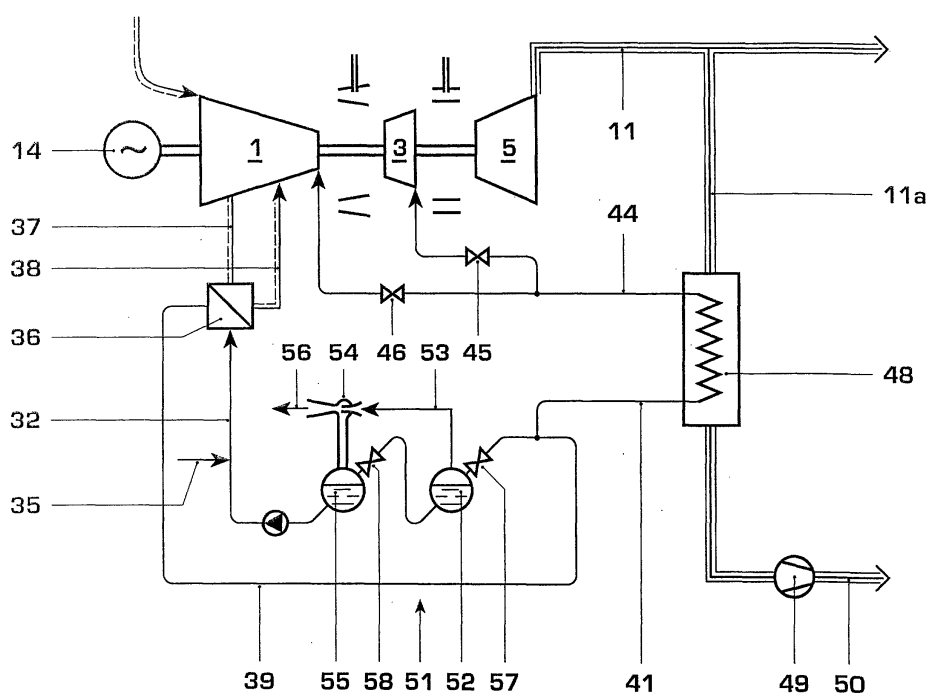


FIG. 2

Beschreibung

Technisches Gebiet

[0001] Die vorliegende Erfindung betrifft ein Verfahren zum Betrieb einer Kraftwerksanlage gemäss Oberbegriff der Ansprüche 1 und 2.

Stand der Technik

[0002] Bei einer Kraftwerksanlage, welche aus einer Gasturbogruppe, einem nachgeschalteten Abhitzedampferzeuger und einem anschliessenden Dampfkreislauf besteht, ist es zur Erzielung eines Maximums an Wirkungsgrad vorteilhaft, im Dampfkreislauf einen überkritischen Dampfprozess vorzusehen.

Eine solche Schaltung ist aus CH-480 535 bekanntgeworden. In dieser Schaltung wird zum Zweck einer optimalen Abwärmenutzung der Gasturbogruppe im unteren Temperaturbereich des Abhitzedampferzeugers ein Massenstrom des Gasturbinenkreislaufmittels abgezweigt und in der Gasturbine rekuperativ genutzt. Sowohl der Gasturbinen- als auch der Dampfprozess weisen eine sequentielle Verbrennung auf. Diese Konfiguration führt aber im Falle von modernen, vorzugsweise einwellig ausgelegten Gasturbinen zu einer unerwünschten Komplikation im konstruktiver Hinsicht.

[0003] Bei einer bekanntgewordenen Anlage, welche mit einem in Wirkverbindung mit der Verdichtereinheit stehenden Zwischenkühler ausgestattet ist, wird ein grosser Teil, oder sogar die gesamte Menge des anfallenden Heisswassers aus diesem Zwischenkühler in einen zum Dampfkreislauf gehörenden Mischvorwärmer eingeleitet. Mit dieser Vorkehrung entsteht im letztgenannten ein Wärmeüberschuss, welcher die Verdampfung eines Teils des Wassers bewirkt. Der so entstandene Dampf kann dann über eine den Unterdruck festhaltende Leitung einer Dampfturbine zugeführt werden, in welcher Arbeit geleistet wird. Eine solche Anordnung hat aber den Nachteil, dass der grossvolumige Strömungspfad des Niederdruckteils der Dampfturbine noch weiter vergrössert werden muss. Der Arbeitsgewinn dieser Dampfmenge ist relativ gering; allenfalls könnte er knapp ausreichen, um den negativen Einfluss des Zwischenkühlers auf den Wirkungsgrad der Kraftwerksanlage aufzuwiegen.

Darstellung der Erfindung

[0004] Hier will die Erfindung Abhilfe schaffen. Der Erfindung, wie sie in den Ansprüchen gekennzeichnet ist, liegt die Aufgabe zugrunde bei einem Verfahren der eingangs genannten Art eine wesentliche Steigerung der Effizienz bezüglich Arbeitsleistung zu erzielen.

[0005] Zu diesem Zweck wird dem Mischvorwärmer nur ein Teil des Heisswasser aus dem Zwischenkühler zugeführt, während der andere Teil direkt oder über eine weitere Aufwärmung der Gasturbine an geeigneter Stelle,

vorzugsweise stromauf der Brennkammern, zugeführt wird.

[0006] Der wesentliche Vorteil der Erfindung ist darin zu sehen, dass der durch dieses eingespritzte Heisswasser in den Brennkammern entstandene Dampf die Leistung mindestens einer Turbine der Gasturbogruppe erhöht, und damit direkt die an den Generator abgegebene Leistung. Ausserdem erhöht dieser so entstandene Dampf die Abgasmenge, so dass im Abhitzekessel auch mehr Dampf erzeugt wird. Hierzu muss selbstverständlich die Speisewassermenge entsprechend vergrössert werden, mit entsprechender Anpassung der Brennstoffzuführungen, damit das eingespritzte Heisswasser problemlos verdampfen kann, und der so entstandene Dampf auf die nominalen Heissgastemperaturen überhitzt wird.

[0007] Zwar ist es richtig, dass durch Einspritzung von kaltem Wasser vor die Brennkammer einer Gasturbine auch eine Leistungssteigerung erzielt werden kann; indessen, handelt man sich damit einen empfindlichen Rückgang des Wirkungsgrades ein, weil ja das Wasser durch Brennstoff vorgewärmt und verdampft werden muss, was exergetisch sehr ungünstig ist.

[0008] Ein weiterer wesentlicher Vorteil der Erfindung ist darin zu sehen, dass bei Gasturbinen mit sequentieller Befeuerung nur das in die erste Brennkammer eingebrachte Heisswasser durch Brennstoff verdampft werden und entsprechend der Dampf überhitzt werden muss. Beim Durchgang des so entstandenen Dampfes durch die zweite Brennkammer muss durch dortigen Brennstoff nur noch Zwischenüberhitzungswärme zugeführt werden, was exergetisch günstig ist.

[0009] Ausserdem wirkt sich die Einspritzung von Heisswasser brennstoffsparend aus, indem das Heisswasser des Zwischenkühlers vor seiner Einspritzung in einem aus thermodynamischer Sicht noch gut unterzubringenden Economizer noch weiter aufgeheizt werden kann.

[0010] Vorteilhafte und zweckmässige Weiterbildungen der erfindungsgemässen Aufgabenlösung sind in den weiteren Ansprüchen gekennzeichnet.

[0011] Im folgenden werden anhand der Zeichnungen Ausführungsbeispiele der Erfindung näher erläutert. Alle für das unmittelbare Verständnis der Erfindung nicht erforderlichen Elemente sind fortgelassen worden. Die Strömungsrichtung der Medien ist mit Pfeilen angegeben. Gleiche Elemente sind in den verschiedenen Figuren mit den gleichen Bezugszeichen versehen.

Kurze Beschreibung der Zeichnungen

[0012] Es zeigt:

Fig. 1 eine Schaltung einer Kraftwerksanlage und

Fig. 2 eine weitere Schaltung einer Kraftwerksanlage.

Wege zur Ausführung der Erfindung, gewerbliche Verwertbarkeit

[0013] Fig. 1 zeigt eine Kraftwerksanlage, welche aus einer Gasturbogruppe, einem der Gasturbogruppe nachgeschalteten Abhitzedampferzeuger, und einem diesem Abhitzedampferzeuger nachgeschalteten Dampfkreislauf besteht.

[0014] Die vorliegende Gasturbogruppe ist auf einer sequentiellen Verbrennung aufgebaut. Die in Fig. 1 nicht ersichtliche Bereitstellung des zum Betrieb der verschiedenen Brennkammern notwendigen Brennstoffes kann beispielsweise durch eine mit der Gasturbogruppe zusammenwirkende Kohlenvergasung bewerkstelligt werden. Selbstverständlich ist es auch möglich, den zum Einsatz gelangenden Brennstoff aus einem Primärnetz zu beziehen. Wird die Versorgung eines gasförmigen Brennstoffes zum Betrieb der Gasturbogruppe über eine Pipeline bereitgestellt, so kann das Potential aus der Druck- und/oder Temperaturdifferenz zwischen Primärnetz und Verbrauchernetz für die Belange der Gasturbogruppe oder allgemein der Schaltung rekurriert werden. Die vorliegende Gasturbogruppe, die auch als autonome Einheit wirken kann, besteht aus einem Verdichter 1, einer dem Verdichter nachgeschalteten ersten Brennkammer 2, einer dieser Brennkammer 2 nachgeschalteten ersten Turbine 3, einer dieser Turbine 3 nachgeschalteten zweiten Brennkammer 4 und einer dieser Brennkammer 4 nachgeschalteten zweiten Turbine 5. Der Verdichter 1 ist mit einer Zwischenkühlung 36 ausgerüstet, in welchem ein vorgewärmtes Kondensat 32 als Wärmesenke dient und zu Heisswasser 39 aufgeheizt wird. Die genannten Strömungsmaschinen 1, 3, 5 weisen eine einheitliche Rotorwelle 47 auf. Diese Rotorwelle ist vorzugsweise auf zwei in der Figur nicht näher ersichtlichen Lagern gelagert, welche vorzugsweise kopfseitig des Verdichters 1 und stromab der zweiten Turbine 5 platziert sind. Auf die Zwischenkühlung wird weiter unten näher eingegangen. Die angesaugte Luft 6 wird im Verdichter 1 komprimiert und strömt dann als verdichtete Luft 7 in ein nicht näher gezeigtes Gehäuse. In diesem Gehäuse ist auch die erste Brennkammer 2 untergebracht, welche vorzugsweise als zusammenhängende Ringbrennkammer ausgebildet ist. Selbstverständlich kann die verdichtete Luft 7 zur ersten Brennkammer 2 aus einer nicht gezeigten Luftspeicheranlage beigestellt werden. Die Ringbrennkammer 2 weist kopfseitig, auf den Umfang verteilt, eine Anzahl von nicht näher gezeigten Brennern auf, welche vorzugsweise als Vormischbrenner ausgelegt sind. An sich können hier auch Diffusionsbrenner zum Einsatz gelangen. Im Sinne einer Reduzierung der Schadstoff-Emissionen aus dieser Verbrennung, insbesondere was die NO_x-Emissionen betrifft, ist es indessen vorteilhaft, eine Anordnung von Vormischbrennern gemäss EP-PS-0 321 809 vorzusehen, wobei der Erfindungsgegenstand aus der genannten Druckschrift integrierender Bestandteil dieser Beschreibung ist, darüber hinaus

auch die dort beschriebene Art der Zuführung eines Brennstoffes 12. Was die Anordnung der Vormischbrenner in Umfangsrichtung der Ringbrennkammer 2 anbelangt, so kann eine solche bei Bedarf von der üblichen Konfiguration gleicher Brenner abweichen, und stattdessen können unterschiedlich grosse Vormischbrenner zum Einsatz kommen. Dies geschieht vorzugsweise so, dass jeweils zwischen zwei grossen Vormischbrennern ein kleiner Vormischbrenner gleicher Konfiguration disponiert ist. Die grossen Vormischbrenner, welche die Funktion von Hauptbrennern zu erfüllen haben, stehen zu den kleinen Vormischbrennern, welche die Pilotbrenner dieser Brennkammer sind, bezüglich der sie durchströmenden Brennerluft, also der verdichteten Luft 7 aus dem Verdichter 1, in einem Grössenverhältnis zueinander, das fallweise festgelegt wird. Im gesamten Lastbereich der Brennkammer arbeiten die Pilotbrenner als selbstgängige Vormischbrenner, wobei die Luftzahl fast konstant bleibt. Die Zu- oder Abschaltung der Hauptbrenner erfolgt nach bestimmten anlagespezifischen Vorgaben. Weil die Pilotbrenner im ganzen Lastbereich bei idealem Gemisch gefahren werden können, sind die NO_x-Emissionen auch bei Teillast sehr gering. Bei einer solchen Konstellation kommen die umlaufenden Stromlinien im Frontbereich der Ringbrennkammer 2 sehr nahe an die Wirbelzentren der Pilotbrenner heran, so dass eine Zündung an sich nur mit diesen Pilotbrennern möglich ist. Beim Hochfahren wird die Brennstoffmenge, die über die Pilotbrenner zugeführt wird, soweit gesteigert, bis diese ausgesteuert sind, d.h. bis die volle Brennstoffmenge zur Verfügung steht. Die Konfiguration wird so gewählt, dass dieser Punkt der jeweiligen Lastabwurfbedingungen der Gasturbogruppe entspricht. Die weitere Leistungssteigerung erfolgt dann über die Hauptbrenner. Bei der Spitzenlast der Gasturbogruppe sind sonach auch die Hauptbrenner voll ausgesteuert. Weil die durch die Pilotbrenner initiierte Konfiguration "kleiner" heisser Wirbelzentren zwischen den von den Hauptbrennern stammenden "grossen" kühleren Wirbelzentren extrem instabil ausfällt, wird auch bei mager betriebenen Hauptbrennern im Teillastbereich ein sehr guter Ausbrand mit zusätzlich zu den NO_x-Emissionen niedrigen CO- und UHC-Emissionen erreicht, d.h. die heissen Wirbel der Pilotbrenner dringen sofort in die kleinen Wirbel der Hauptbrenner ein. Selbstverständlich kann die Ringbrennkammer 2 aus einer Anzahl einzelner rohrförmiger Brennräume bestehen, welche ebenfalls schrägringförmig, bisweilen auch schraubenförmig, um die Rotorachse angeordnet sind. Diese Ringbrennkammer 2, unabhängig von ihrer Auslegung, wird und kann geometrisch so angeordnet werden, dass sie auf die Rotorlänge praktisch keinen Einfluss ausübt. Die Heissgasen 8 aus dieser Ringbrennkammer 2 beaufschlagen die unmittelbar nachgeschaltete erste Turbine 3, deren kalorisch entspannende Wirkung auf die Heissgase bewusst minimal gehalten wird, d.h. diese Turbine 3 wird demnach aus nicht mehr als zwei Laufschaufelreihen bestehen. Bei einer solchen

Turbine 3 wird es nötig sein, einen Druckausgleich an den Stirnflächen zwecks Stabilisierung des Axialschubes vorzusehen. Die in der Turbine 3 teilentspannten Heissgase 9, welche unmittelbar in die zweite Brennkammer 4 strömen, weisen aus dargelegten Gründen eine recht hohe Temperatur auf, vorzugsweise ist sie betriebsspezifisch so auszulegen, dass sie sicher noch um 1000°C beträgt. Diese zweite Brennkammer 4 hat im wesentlichen die Form eines zusammenhängenden ringförmigen axialen oder quasi-axialen Ringzylinders. Diese Brennkammer 4 kann selbstverständlich auch aus einer Anzahl axial, quasi-axial oder schraubenförmig angeordneten und in sich abgeschlossenen Brennräumen bestehen. Was die Konfiguration der ringförmigen, aus einem einzigen Brennraum bestehenden Brennkammer 4 betrifft, so sind in Umfangsrichtung und radial dieses ringförmigen Zylinders mehrere in der Figur nicht näher gezeigte Brennstoffanlagen disponiert. Diese Brennkammer 4 weist keinen Brenner auf: Die Verbrennung eines in die aus der Turbine 3 kommenden teilentspannten Heissgase 9 eingedüsten Brennstoffes 13 geschieht hier durch Selbstzündung, soweit freilich das Temperaturniveau eine solche Betriebsart zulässt. Ausgehend davon, dass die Brennkammer 4 mit einem gasförmigen Brennstoff, also beispielsweise Erdgas, betrieben wird, muss die Austrittstemperatur der teilentspannten Heissgase 9 aus der Turbine 3 noch sehr hoch sein, wie oben dargelegt um die 1000°C, und dies selbstverständlich auch bei Teillastbetrieb, was auf die Auslegung dieser Turbine 2 eine ursächliche Rolle spielt. Um die Betriebssicherheit und einen hohen Wirkungsgrad bei einer auf Selbstzündung ausgelegten Brennkammer zu gewährleisten, ist es eminent wichtig, dass die Flammenfront ortsmässig stabil bleibt. Zu diesem Zweck werden in dieser Brennkammer 4, vorzugsweise an der Innen- und Aussenwand in Umfangsrichtung disponiert, eine Reihe von nicht näher gezeigten Elementen vorgesehen, welche in axialer Richtung vorzugsweise stromauf der Brennstoffanlagen platziert sind. Die Aufgabe dieser Elemente besteht darin, Wirbel zu erzeugen, welche eine Rückströmzone, analog derjenigen in den bereits erwähnten Vormischbrennern, induzieren. Da es sich bei dieser Brennkammer 4, aufgrund der axialen Anordnung und der Baulänge, um eine Hochgeschwindigkeitsbrennkammer handelt, bei welcher die mittlere Geschwindigkeit der Arbeitsgase grösser ca. 60 m/s ist, müssen die wirbelerzeugenden Elemente strömungskonform ausgebildet werden. Anströmungsseitig sollen diese vorzugsweise aus einer tetraederförmigen Form mit anströmungsschiefen Flächen bestehen. Die wirbelerzeugenden Elemente können entweder an der Aussenfläche und/oder an der Innenfläche platziert sein. Selbstverständlich können die wirbelerzeugenden Elemente auch axial zueinander verschoben sein. Die abströmungsseitige Fläche der wirbelerzeugenden Elemente ist im wesentlichen radial ausgebildet, so dass sich ab dort eine Rückströmzone einstellt. Die Selbstzündung in der Brennkammer 4

muss indessen auch in den transienten Lastbereichen sowie im Teillastbereich der Gasturbogruppe gesichert bleiben, d.h., es müssen Hilfsvorkehrungen vorgesehen werden, welche die Selbstzündung in der Brennkammer 4 auch dann sicherstellen, wenn sich eine Flexion der Temperatur der Gase im Bereich der Eindüsung des Brennstoffes einstellen sollte. Um eine sichere Selbstzündung des in die Brennkammer 4 eingedüsten gasförmigen Brennstoffes zu gewährleisten, wird diesem eine kleine Menge eines anderen Brennstoffes mit einer niedrigeren Zündtemperatur beigegeben. Als Hilfsbrennstoff eignet sich hier beispielsweise Brennöl sehr gut. Der flüssige Hilfsbrennstoff, entsprechend eingedüst, erfüllt die Aufgabe, sozusagen als Zündschnur zu wirken, und ermöglicht auch dann eine Selbstzündung in der Brennkammer 4, wenn die teilentspannten Heissgase 9 aus der ersten Turbine 3 eine Temperatur unterhalb des angestrebten optimalen Niveaus von 1000°C aufweisen sollten. Diese Vorkehrung, Brennöl zur Sicherstellung einer Selbstzündung vorzusehen, erweist sich freilich immer dann als besonders angebracht, wenn die Gasturbogruppe mit stark reduzierter Last betrieben wird. Diese Vorkehrung trägt des weiteren entscheidend dazu bei, dass die Brennkammer 4 eine minimale axiale Länge aufweisen kann. Die kurze Baulänge der Brennkammer 4, die Wirkung der wirbelerzeugenden Elemente zur Flammenstabilisierung sowie die fortwährende Sicherstellung der Selbstzündung sind demnach dafür verantwortlich, dass die Verbrennung sehr rasch erfolgt, und die Verweilzeit des Brennstoffes im Bereich der heissen Flammenfront minimal bleibt. Eine unmittelbar verbrennungsspezifisch messbare Wirkung hieraus betrifft die NOx-Emissionen, welche eine Minimierung erfahren, dergestalt, dass sie nunmehr kein Thema mehr bilden. Diese Ausgangslage ermöglicht ferner, den Ort der Verbrennung klar zu definieren, was sich in einer optimierten Kühlung der Strukturen dieser Brennkammer 4 niederschlägt. Die in der Brennkammer 4 aufbereiteten Heissgase 10 beaufschlagen anschliessend eine nachgeschaltete zweite Turbine 5. Die thermodynamischen Kennwerte der Gasturbogruppe können so ausgelegt werden, dass die Abgase 11 aus der zweiten Turbine 5 noch soviel kalorische Potential aufweisen, um damit eine hier anhand eines Abhitzedampferzeugers 15 dargestellte Dampferzeugungsstufe und Dampfkreislauf zu betreiben. Wie bereits bei der Beschreibung der Ringbrennkammer 2 hingewiesen wurde, ist diese geometrisch so angeordnet, dass sie auf die Rotorlänge der Gasturbogruppe praktisch keinen Einfluss ausübt. Des weiteren ist feststellbar, dass die zweite zwischen Abströmungsebene der ersten Turbine 3 und Anströmungsebene der zweiten Turbine 5 verlaufende Brennkammer 4 eine minimale Länge aufweist. Da ferner die Entspannung der Heissgase in der ersten Turbine 3, aus dargelegten Gründen, über wenige, vorzugsweise über nur 1 bis 2 Laufschaufelreihen erfolgt, lässt sich eine Gasturbogruppe bereitstellen, deren Rotorwelle 47 aufgrund ihrer minimierten

Länge technisch einwandfrei auf zwei Lagern abstützbar ist. Die Leistungsabgabe der Strömungsmaschinen geschieht über einen verdichterseitig angekoppelten Generator 14, der auch als Anwurfmotor dienen kann. Nach Entspannung in der Turbine 5 durchströmen die noch mit einem hohen kalorischen Potential versehenen Abgase 11 einen Abhitzedampferzeuger 15, in welchem in Wärmetauschverfahren verschiedentlich Dampf erzeugt wird, der dann das Arbeitsmedium des nachgeschalteten Dampfkreislaufes bildet. Die kalorisch ausgenutzten Abgase strömen anschliessend als Rauchgase 30 ins Freie.

[0015] Der Abhitzedampferzeuger 15 weist ein Rohrbündel 19 für zwischenüberhitzten Dampf auf, welches mit Mitteldruckdampf 20 eine Niederdruckturbine 17 beaufschlagt. Des weiteren weist dieser Abhitzedampferzeuger 15 ein Rohrbündel 33 auf, in welchem ein Hochdruckdampf 34 für die Beaufschlagung einer Hochdruckdampfturbine 16 bereitgestellt wird, wobei dieser Dampf ca. 250 bar aufweist. Der aus dieser Hochdruckdampfturbine 16 entspannte Dampf 18 bildet das Medium für das Rohrbündel 19, in welchem ein Mitteldruckdampf 20 zur Beaufschlagung einer Niederdruckdampfturbine 17 bereitgestellt wird. Beide Dampfturbinen 16, 17 sind vorzugsweise auf einer Welle 47a gelagert und vorzugsweise über eine nicht gezeigte Kupplung mit der Rotorwelle 47 der Gasturbogruppe gekoppelt. Eine autonome Einheit der Dampfgruppe mit einem weiteren Generator ist auch möglich. Es ist auch möglich, die Hochdruckdampfturbine 16 mit erhöhter Drehzahl zu betreiben und über Getriebe oder Umrichter anzukoppeln.

[0016] Der in der Niederdruckdampfturbine 17 entspannte Dampf 21 wird in einem wasser- oder luftgekühlten (23) Kondensator 22 kondensiert. Durch eine stromab dieses Kondensators 22 wirkende Kondensatpumpe 25 wird das Kondensat 24 in einen Speisewasserbehälter und Entgaser 26 gefördert, welcher auch als Mischvorwärmer bekannt ist. In ihm wird das Kondensat 24 durch die Zufuhr von Heisswasser 39 auf etwa 60°C vorgewärmt. Ein Regelorgan 40 dosiert die Heisswassermenge so, dass in der Druckhalteleitung 27 der Dampf gerade stagniert. Das Kondensat 28 aus dem Entgaser 26 wird aufgeteilt und über entsprechende Förderpumpen 29, 29a weiterbefördert. Ein Teil 31 dieses Kondensats 28 bildet die Menge, welche durch einen stromauf des Rohrbündels für überhitzten Hochdruckdampf 33 wirkenden Economizer 43 geleitet wird, wobei diese Menge der Menge des entspannten Dampfes 21 aus der Niederdruckdampfturbine 17 entspricht. Der andere Teil des Kondensats 28 strömt über eine Leitung 32 zu einem in Wirkverbindung mit dem Verdichter 1 stehenden Zwischenkühler 36. Durch Wärmeabgabe der teilverdichteten Luft 37 im Zwischenkühler 36 wird das Kondensat 32 zu Hochdruck-Heisswasser 39 aufbereitet, wobei die gekühlte teilverdichtete Luft 38 in den Verdichter 1 zur weiteren druckmässigen Aufbereitung zurückströmt. Etwa das halbe Heisswasser 39 aus dem

Zwischenkühler 36 wird vor Einströmung in den Entgaser 26 abgezweigt und mittels einer Förderpumpe 42 über einen weiteren Economizer 43a im Abhitzedampferzeuger 15 geleitet und anschliessend bis kurz vor den Siedepunkt weitererhitzt als Heisswasser 44 in die Gasturbogruppe an passender Stelle eingeleitet. In der Figur ist ersichtlich, dass dieses Heisswasser 44 über verschiedene Regelorgane 45, 46 in verschiedene Aggregate der Gasturbogruppe parallel eingespritzt werden kann, wobei seriegelhaltene Strömungspfade bei der Einbringung dieses Heisswassers 44 auch möglich sind. Die Menge dieses durch Einspritzung verbrauchten Heisswassers 39 wird stromauf des Zwischenkühlers 36 durch eine entsprechende Menge Zusatzwasser 35 ersetzt. Die Vorwärmung im Zwischenkühler 36 wird bei dessen thermodynamisch optimalen Platzierung bei einem gesamten Druckverhältnis von etwa 30:1 auf ca. 130°C gebracht. Im bereits erwähnten Economizer 43a wird dann das Zusatzwasser 35 noch bis auf etwa 200°C weitererhitzt. Unter diesen Bedingungen strömt dem Entgaser 26 etwa gerade soviel Heisswasser 39 aus dem Zwischenkühler 36 zu, dass die Vorwärmung des dort einströmenden Kondensats 24 erfolgen kann. Bei einer solchen ausgeglichenen Bilanz stagniert demzufolge die durch die Druckhalteleitung 27 strömende Dampfmenge in die Niederdruckdampfturbine 17, wobei hiermit nur für die Stabilisierung des Unterdruckes im Mischvorwärmer 26 gesorgt wird. Bei vom Auslegungspunkt abweichenden Betriebsbedingungen holt sich der Mischvorwärmer 26 automatisch Vorwärmendampf aus der genannten Dampfturbine 17, oder liefert Flashdampf dorthin.

[0017] Arbeitet die Gasturbogruppe ohne Abhitzekessel, also ohne Kombischaltung gemäss Fig. 2, so entspricht die Funktionsweise der Gasturbogruppe mit dem Zwischenkühler 36 jener der Gas/Dampf-Kombianlage. An der Stelle eines Abhitzedampferzeugers tritt nunmehr ein Wärmetauscher 48 für die Erwärmung des Hochdruck-Heisswassers 39 aus dem Zwischenkühler 36 in Funktion. Da auch in diesem Fall meistens nur ein Teil 41 des Heisswassers 39 im Wärmetauscher 48 erwärmt werden muss, wird dieser vorzugsweise in einen Nebenstrom 11a der Abgasleitung 11 gelegt, und die zur Vorwärmung benötigte Abgasmenge 11a über ein Saugzuggebläse 49 gefördert und geregelt. Die Rauchgase 50 strömen dann weiter. Dadurch muss nicht der ganze Abgasstrom 11 gestaut werden, was exergetisch ungünstig wäre. Weil nur ein Teil der Heisswassermenge über die Leitung 44 in die Gasturbine eingeleitet wird, muss der überschüssige Teil einer Wärmesenke oder sonstiger Verwertung zugeführt werden. Eine Wärmesenke besteht hier darin, dass eine Ausflashkaskade 51 vorgesehen wird. Ihre Funktionsweise ist so, dass in einer ersten Flasche 52 ein Ueberdruckdampf 53 erzeugt wird, welcher über einen Ejektor 54 eine zweite Flasche 55 evakuiert, in welcher das dort befindliche Wasser unter 100°C gebracht wird, so dass sich zusammen mit dem Zusatzwasser 35 das Kühlwasser 32 ergibt. Durch

das Zusatzwasser 35 muss nicht nur die in die Gasturbine eingespritzte Dampfmenge 44, sondern auch das mit dem Abdampf 56 des Ejektors 54 verlassende Wasser ersetzt werden. Regelorgane 57, 58 sorgen für den Betrieb der Flaschen 52, 55.

[0018] Der Wasserverbrauch für die zusätzliche gewonnen Leistung durch den Zwischenkühler 36 des Verdichters 1 und durch die Einspritzung einer Dampfmenge 44 in die Gasturbine ist etwa gleich gross, wie dieser ein Verdunstungskühlturm eines modernen Kraftwerkes entsprechender Leistung aufweist.

Bezugszeichenliste

[0019]

1	Verdichter
2	Erste Brennkammer
3	Erste Turbine
4	Zweite Brennkammer
5	Zweite Turbine
6	Ansaugluft
7	Verdichtete Luft
8	Heissgase
9	Teilenspannte Heissgase
10	Heissgase
11, 11a	Abgase
12	Brennstoff
13	Brennstoff
14	Generator
15	Abhitzedampferzeuger
16	Hochdruckdampfturbine
17	Niederdruckdampfturbine
18	Teilentspannter Dampf
19	Rohrbündel für zwischenüberhitzten Mitteldruckdampf
20	Mitteldruckdampf
21	Entspannter Dampf aus der Niederdruckdampfturbine
22	Kondensator
23	Kühlungsmedium für 22
24	Kondensat vor Mischvorwärmer
25	Kondensatpumpe
26	Speisewasserbehälter und Entgaser, Mischvorwärmer
27	Druckhalteleitung für den Mischvorwärmer 26
28	Kondensat nach Mischvorwärmer
29, 29a	Speisepumpen, Förderpumpen
30	Rauchgase
31	Kondensat nach Mischvorwärmer
32	Kondensat nach Mischvorwärmer
33	Rohrbündel für überkritischen Hochdruckdampfmenge
34	Hochdruckdampf
35	Zusatzwasser
36	Zwischenkühler
37	Teilverdichtete Luft

38	Gekühlt, teilverdichtete Luft
39	Hochdruck-Heisswasser
40	Regelorgan
41	Heisswasser
5	42 Förderpumpe
43, 43a	Economizer
44	Einspritzwasser
45, 46	Regelorgane
47, 47a	Rotorwelle
10	48 Wärmetauscher
49	Saugzuggebläse
50	Rauchgase
51	Ausflashkaskade
52	Erste Flasche
15	53 Ueberdruckdampf
54	Ejektor
55	Zweite Flasche
56	Abdampf des Ejektors 54
57, 58	Drosselorgane
20	

Patentansprüche

1. Verfahren zum Betrieb einer Kraftwerksanlage mit einer Gasturbogruppe, welche aus mindestens einer Verdichtereinheit mit einem Zwischenkühler, mindestens einer Brennkammer, mindestens einer Turbine und mindestens einem Generator oder einer Last besteht, **dadurch gekennzeichnet, dass** der Zwischenkühler (36) in Wirkverbindung mit einer Wärmesenke (51) steht, dass das aus der Wärmesenke (51) stammende Kondensat (32) in dem Zwischenkühler (36) zu einem heissen Medium (39, 41) aufbereitet wird, dass dieses Medium vor dessen Einleitung in die Gasturbogruppe über einen mit einer Teilmenge Abgase (11a) aus der Gasturbogruppe durchströmten Wärmetauscher (48) geleitet wird, und dass stromauf des Zwischenkühlers (36) ein Zusatzwasser (35) in das Kondensat (32) eingeleitet wird.
2. Verfahren nach Anspruch 1, **dadurch gekennzeichnet, dass** das Medium (39) ein Heisswasser ist.
3. Verfahren nach Anspruch 1, **dadurch gekennzeichnet, dass** sich das Medium (39) aus einem Heisswasser/Dampf-Gemisch zusammensetzt.
- 50 4. Verfahren nach Anspruch 1, **dadurch gekennzeichnet, dass** das Medium (39) stromauf einer Brennkammer (2, 4) und/oder in diese eingebracht wird.
- 55 5. Verfahren nach Anspruch 1, **dadurch gekennzeichnet, dass** das Medium (39) mit einer Brennstoffmenge angereichert wird.

6. Verfahren nach Anspruch 1, **dadurch gekennzeichnet, dass** die weitere Aufwärmung des Mediums (41) vor dessen Einleitung in die Gasturbogruppe in einer zum Abhitzedampferzeuger (15) gehörenden Economizerstrecke (43a) vorgenommen wird. 5

10

15

20

25

30

35

40

45

50

55

FIG. 1

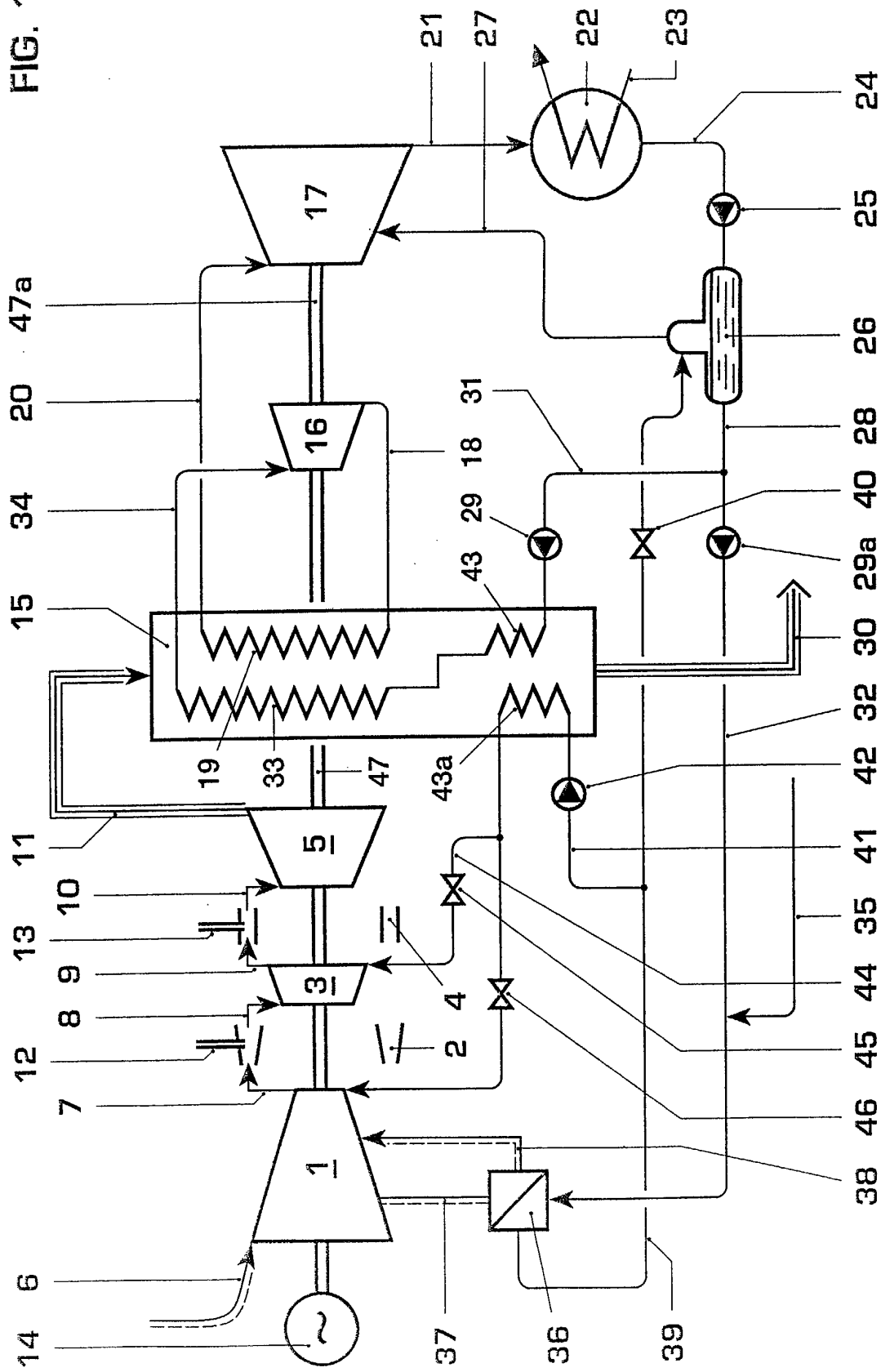
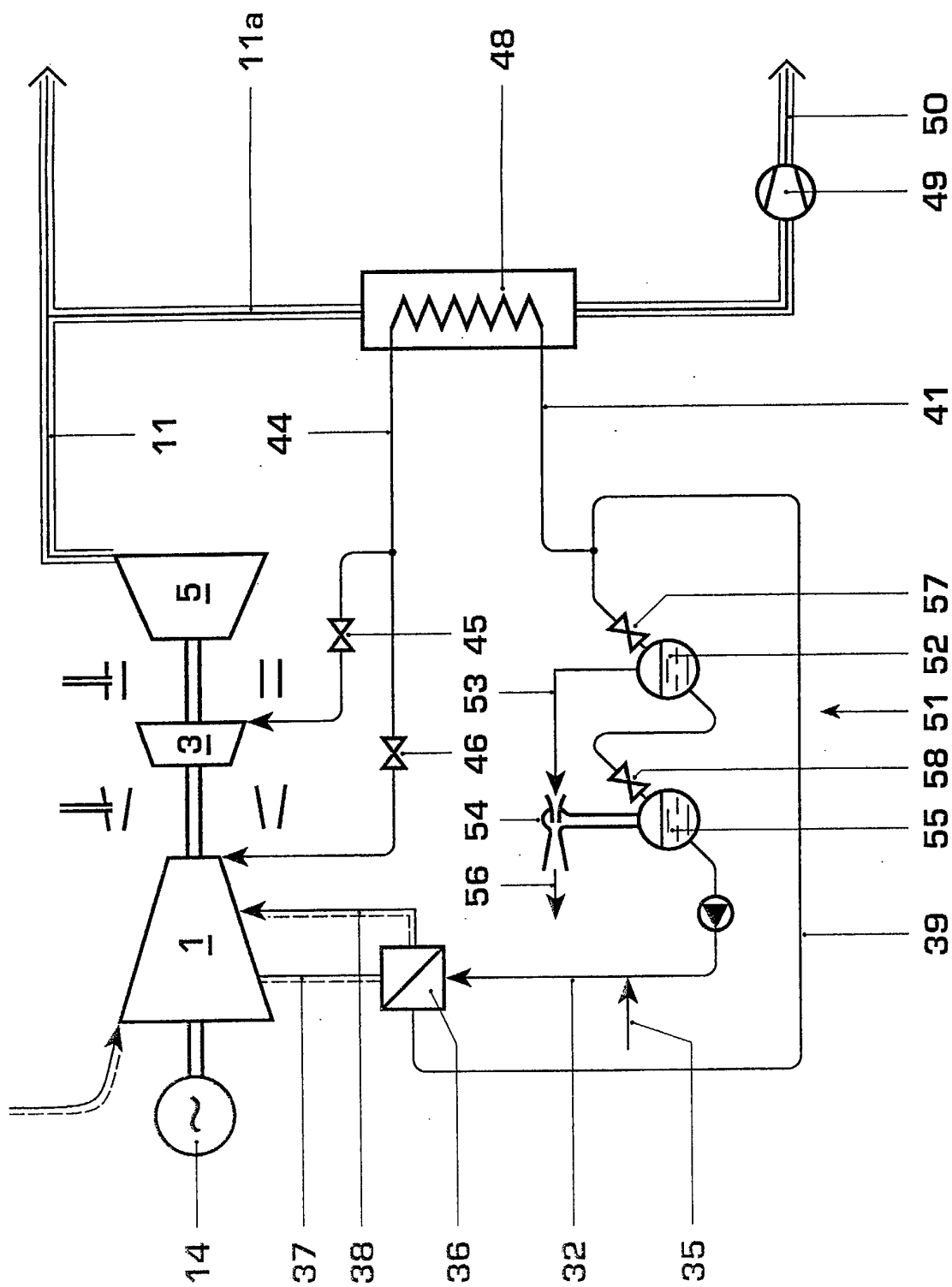


FIG. 2





Europäisches
Patentamt

EUROPÄISCHER RECHERCHENBERICHT

Nummer der Anmeldung

EP 02 00 9180

EINSCHLÄGIGE DOKUMENTE			
Kategorie	Kennzeichnung des Dokuments mit Angabe, soweit erforderlich, der maßgeblichen Teile	Betrifft Anspruch	KLASSIFIKATION DER ANMELDUNG (Int.Cl.7)
A	DE 42 37 664 A (ASEA BROWN BOVERI) 11. Mai 1994 (1994-05-11) * das ganze Dokument *	1	F01K21/04 F01K23/10 F02C7/143
A	FR 2 230 864 A (ELECTRICITE DE FRANCE) 20. Dezember 1974 (1974-12-20) * das ganze Dokument *	1	
A	GB 1 085 425 A (SULZER AG) 4. Oktober 1967 (1967-10-04) * Seite 3, Zeile 95 - Seite 4, Zeile 13; Abbildungen *	1	
A	DE 38 15 993 A (WIESER DR RUDOLF) 23. November 1989 (1989-11-23) * Spalte 8, Zeile 38 - Zeile 68; Abbildung 10 *	1	
A	DE 21 38 664 A (SULZER AG) 8. März 1973 (1973-03-08) * das ganze Dokument *	1	
A	EP 0 081 996 A (MITSUBISHI GAS CHEMICAL CO) 22. Juni 1983 (1983-06-22) * Seite 8, Absatz 2; Abbildung 4 *	5	F02C F01K
Der vorliegende Recherchenbericht wurde für alle Patentansprüche erstellt			RECHERCHIERTE SACHGEBIETE (Int.Cl.7)
Recherchenort		Abschlußdatum der Recherche	Prüfer
DEN HAAG		18. Juli 2002	Van Gheel, J
KATEGORIE DER GENANNTEN DOKUMENTE		T : der Erfindung zugrunde liegende Theorien oder Grundsätze E : älteres Patentdokument, das jedoch erst am oder nach dem Anmeldedatum veröffentlicht worden ist D : in der Anmeldung angeführtes Dokument L : aus anderen Gründen angeführtes Dokument & : Mitglied der gleichen Patentfamilie, übereinstimmendes Dokument	
X : von besonderer Bedeutung allein betrachtet Y : von besonderer Bedeutung in Verbindung mit einer anderen Veröffentlichung derselben Kategorie A : technologischer Hintergrund O : mündliche Offenbarung P : Zwischenliteratur			

EPO FORM 1503 03/82 (P04/02)

**ANHANG ZUM EUROPÄISCHEN RECHERCHENBERICHT
ÜBER DIE EUROPÄISCHE PATENTANMELDUNG NR.**

EP 02 00 9180

In diesem Anhang sind die Mitglieder der Patentfamilien der im obengenannten europäischen Recherchenbericht angeführten Patentedokumente angegeben.

Die Angaben über die Familienmitglieder entsprechen dem Stand der Datei des Europäischen Patentamts am
Diese Angaben dienen nur zur Unterrichtung und erfolgen ohne Gewähr.

18-07-2002

Im Recherchenbericht angeführtes Patentedokument		Datum der Veröffentlichung	Mitglied(er) der Patentfamilie	Datum der Veröffentlichung
DE 4237664	A	11-05-1994	DE 4237664 A1	11-05-1994
			DE 59306586 D1	03-07-1997
			EP 0597325 A1	18-05-1994
			JP 6294328 A	21-10-1994
			US 5388397 A	14-02-1995
FR 2230864	A	20-12-1974	FR 2230864 A1	20-12-1974
GB 1085425	A	04-10-1967	CH 456250 A	15-05-1968
			BE 688341 A	17-04-1967
			CH 466945 A	31-12-1968
			DE 1476903 A1	20-11-1969
			NL 6608536 A	07-11-1967
			SE 338469 B	06-09-1971
			US 3335565 A	15-08-1967
DE 3815993	A	23-11-1989	DE 3815993 A1	23-11-1989
DE 2138664	A	08-03-1973	CH 540428 A	15-08-1973
			DE 2138664 A1	08-03-1973
			NL 7111143 A	15-02-1972
EP 0081996	A	22-06-1983	JP 1031012 B	22-06-1989
			JP 1547545 C	28-02-1990
			JP 58101226 A	16-06-1983
			JP 1031013 B	22-06-1989
			JP 1547546 C	28-02-1990
			JP 58101228 A	16-06-1983
			CA 1218240 A1	24-02-1987
			DE 3279086 D1	10-11-1988
			EP 0081996 A2	22-06-1983
			US 4537023 A	27-08-1985
			US 4610137 A	09-09-1986

Für nähere Einzelheiten zu diesem Anhang : siehe Amtsblatt des Europäischen Patentamts, Nr.12/82